

⑫ 公開特許公報 (A)

昭63-227901

⑬ Int.Cl.⁴F 01 C 3/02
F 04 C 3/00

識別記号

序内整理番号

7515-3G
7725-3H

⑭ 公開 昭和63年(1988)9月22日

審査請求 有 発明の数 1 (全11頁)

⑮ 発明の名称 ロータリーピストン式流体機械

⑯ 特願 昭62-267068

⑰ 出願 昭52(1977)11月25日
前実用新案出願日援用

⑱ 発明者 鏡山 祿郎 神奈川県横浜市南区中里町3丁目31番2号

⑲ 出願人 鏡山 祿郎 神奈川県横浜市南区中里町3丁目31番2号

⑳ 代理人 弁理士 佐藤 一雄 外2名

明細書

1. 発明の名称

ロータリーピストン式流体機械

2. 特許請求の範囲

1. 複数個のロータリーピストン式流体機械ユニットの組合せからなるロータリーピストン式流体機械において、上記流体機械ユニットは、シリンドラの環状中心線を含む平面上のシリンドラ中心側周壁にリング状のスリットを持つドーナツ状環状シリンドラと、このシリンドラの中心部に回転自在に配置され外周側壁部は前記スリットの中心側開口部を密閉摺動する回転体と、この回転体の中心に連結されこの回転体と一体となって回転する動力伝達軸と、上記回転体の外周面に固着され前記シリンドラ室内を密閉摺動する1個又は複数個のロータリーピストンと、前記シリンドラの特定個所のスリット部に設けられこのシリンドラをシリンドラの環状中心線に垂直に横断する方向に突出及び引戻し

自在でこの突出した時にシリンドラ室を閉鎖し引戻した時にここを開放するゲートバルブとからなり、ロータリーピストンと同数に設けたこのゲートバルブは上記ロータリーピストンと互いに同期して作動して、ロータリーピストンの通過開始時にはシリンドラ室を開閉し、このロータリーピストンの通過終了時にここを閉鎖するよう構成され、この流体機械ユニットの複数個は、同一の動力伝達軸に串型に直結して配置され、この流体機械ユニットの総ての個数は圧縮機械又は膨張機械として使用され、或いはこの流体機械ユニットの特定の個数は圧縮機械として、残りの個数は膨張機械として、これに燃焼装置を設けて内燃機関として使用され、前記圧縮機械として使用するこの流体機械ユニットの複数個はユニット2個を1組としたグループに仕分けし、各グループの2個1組のユニットは相互に圧縮工程上の特定の位相差を設け、一つのユニットが圧縮サイクルの最終工程にあるとき、シリンドラ室のトップクリアランス内に残留した圧縮気体を、ゲートバルブの開放直前に、移送バルブ

を同期して開放し、圧縮サイクルの中間工程にある他の一つのユニットのシリンダ室内に、移送バルブを介在した両ユニットのシリンダー室を連結する接続配管を経由して、移送回収した後、ゲートバルブを開放しロータリーピストンを通過させ、引続きゲートバルブを閉鎖し、圧縮サイクルが再び初期工程から再開し、二つのユニットは相互に上記圧縮工程を繰り返すことにより、圧縮容積効率を大巾に向上させることを特徴とするロータリーピストン式流体機械。

2. 前記シリンダ室の内面との間で相対的に変位運動を行う前記ロータリピストンの外周面に圧力封止片とオイル保持片を設けたことを特徴とする特許請求の範囲第1項記載のロータリピストン式流体機械。

3. 前記ゲートバルブは、ゲートバルブケーシング内に往復密閉摺動自在に収納され、このゲートバルブのゲートバルブケーシングとの密閉摺動面及びこのゲートバルブの回転体との密閉摺動面には夫々圧力封止片とオイル保持片を設け、こ

リピストン式流体機械。

5. 前記回転体のシリンダケーシングとの密閉摺動面には圧力封止リングとオイル保持リングを設け、この回転体の中心部に連結されこの回転体と一緒に回転する前記動力伝達軸は、一対のカバーの軸受け部により回転自在に支承され、このカバーは前記シリンダケーシングに一体に連接されて対向して配置されていることを特徴とする特許請求の範囲第1項記載のロータリピストン式流体機械。

6. 前記シリンダケーシングの内面とロータリピストンのシリンダ中心軸に垂直の切断面の形状は、円形、橢円形、長方形、又はその他の形状であり、前記シリンダを含む流体機械ユニットの全体を構成する部分の形状は動力伝達軸の方向に対して垂直にユニット全体を2個かそれ以上の対称形の形状に分割することができ、各部分は対称に形成されていることを特徴とする特許請求の範囲第1項記載のロータリピストン式流体機械。

7. 前記ゲートバルブはゲートバルブケーシ

のゲートバルブケーシングは、前記シリンダの環状中心線を垂直に横切るようにシリンダケーシングに取付けられれば長方形の切断面を有し、シリンダと対向する接着側壁は部分的に前記シリンダケーシングの特定のスリット内に封止的に埋め込まれており、前記接着側壁には前記シリンダケーシングの切断面内部開口に連通したロータリピストンの通過孔が設けられ、前記ゲートバルブが前記ロータリピストンの動きと同期して往復動する際に前記ゲートバルブケーシングの前記ピストン通過孔は、ピストンの通過開始時に開放し、ピストン通過終了時に閉鎖するよう同期して開閉するようにしたことを特徴とする特許請求の範囲第1項記載のロータリピストン式流体機械。

4. 前記複数個のロータリピストンは、前記回転体の外周面に等間隔で配置され、前記ゲートバルブを備えたゲートバルブケーシングが前記ロータリピストンの数に対応する同数だけ前記シリンダケーシング内に等間隔で配置されていることを特徴とする特許請求の範囲第1項記載のロータ

シング内に回転密閉摺動自在に収納され、このゲートバルブケーシングは前記シリンダの前記環状中心線を垂直に横切るように前記シリンダケーシングに取付けられ、ほぼ平滑な円筒形を有し、対向する側壁は部分的に前記シリンダケーシングの特定のスリット内に封止的に埋め込まれており、前記各側壁には前記シリンダの内周面に連通したピストン通過孔が設けられ、前記ゲートバルブは前記側壁に回転可能に取付けられて、前記ピストン通過孔は前記ロータリピストン通過開始時に開放し、ピストン通過終了時に閉鎖するよう同期して開閉することを特徴とする特許請求の範囲第1項記載のロータリピストン式流体機械。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、ロータリピストン方式を採用して圧縮機械、膨張機械、内燃機関、ポンプ、水車等に適応しうるロータリピストン式流体機械に関する。

(従来の技術)

従来のレシプロ式圧縮機械、内燃機関等においては、ピストンの往復運動をクランク機構を通して回転運動に変換させていたので、ピストンの往復運動に伴う振動、騒音、慣性エネルギー損失、クランク機構摩擦損失の発生が避け難いばかりでなく、クランク機構の設置スペースを必要とするので、寸法の大型化、重量の増大化及び部品点数の増大化に繋がってしまうという欠点、並びにピストンの両側のシリング空間が同時に効果的に活用されていないという欠点がある。

このため、ロータリーピストン式のエンジンとして、例えば実公昭12-16566号公報には、ゲートバルブが回転型のものが、特開昭49-86705号公報には、ゲートバルブが揺動型のものが夫々開示され、更に特許第28300号明細書及び特開昭50-4406号公報には、同型式のロータリ式流体機械ユニットを複数個並設し、圧縮用（コンプレッサ）と膨張用に分けて相互に連通させたものが開示されている。

(問題点を解決するための手段)

本発明は上記目的を達成するため、流体機械ユニットの複数個は、同一の動力伝達軸に串型に直結して配置され、この流体機械ユニットの総ての個数は圧縮機械又は膨張機械として使用され、或いはこの流体機械ユニットの特定の個数は圧縮機械として、残りの個数は膨張機械として、これに燃焼装置を設けて内燃機関として使用され、前記圧縮機械として使用するこの流体機械ユニットの複数個はユニット2個を1組としたグループに仕分けし、各グループの2個1組のユニットは相互に圧縮工程上の特定の位相差を設け、一つのユニットが圧縮サイクルの最終工程にあるとき、シリンダ室のトップクリアランス内に残留した圧縮気体を、ゲートバルブの開放直前に、移送バルブを同期して開放し、圧縮サイクルの中間工程にある他の一つのユニットのシリンダ室内に、移送バルブを介在した両ユニットのシリンダー室を連結する接続配管を経由して、移送回収した後、ゲートバルブを開放しロータリーピストンを通過させ、

バンケル（WANKEL）ロータリーピストン型においては、動力伝達ローターは真円回転運動ではなく、偏芯回転運動を行うので、この偏芯運動に伴う振動、騒音、慣性エネルギー損失、真円回転変換機構摩擦損失の発生は避け難い難点がある。

(発明が解決しようとする問題点)

しかしながら、上記ロータリーピストン式の従来例にあっては、圧縮機械の圧縮最終工程でシリンダ内のトップクリアランスに残留の圧縮気体をそのまま大気に放出していたか、或いは殆ど使用されていなかったため、無駄が多く、圧縮容積効率の低下をきたしてしまうという問題点があった。

本発明は上記に鑑み、ロータリーピストン式のものであって、しかも圧縮機械として使用する際圧縮サイクルの最終工程でシリンダ内のトップクリアランスに残留の圧縮気体を有効に移送回収することによって無駄を省き圧縮容積効率の向上を図ったものを提供することを目的とする。

引続きゲートバルブを閉鎖し、圧縮サイクルが再び初期工程から再開し、二つのユニットは相互に上記圧縮工程を繰り返すことにより、圧縮容積効率を大巾に向上させるようにしたものである。

(作用)

而して、圧縮機械として使用する流体機械ユニット2個1組の内、圧縮サイクルの最終段階にある一つのユニットのシリンダー内トップクリアランスに残留の圧縮気体を移送バルブを開いて導管を介して圧縮サイクルの中間段階にある他の一つのユニットのシリンダ内に移送、回収させ圧縮容積効率を大巾に向上させるようにしたものである。

(実施例)

以下、図面を参照して本発明の実施例について説明する。

第1図乃至第4図において、流体機械ユニットUは、ドーナツ形の環状シリンダ1と、このシリンダ1の一部に一個又は複数個（図示では2個）を放射状等間隔に取付けられたゲートバルブケーシング2、2と、上記シリンダ1の中央部を覆っ

ているカバー3と、このカバー3内に密閉摺動回転自在に収納され、動力伝達機能を果たす円板状の動力伝達回転体4と、この回転体4の外周面4aに固着され、回転体4と一緒に上記シリンダ1内を密閉摺動回転するロータリピストン5、5と、上記ゲートバルブケーシング2内に密閉摺動回転自在に収納され、回転することによってシリンダ1内に形成されたシリンダ室6を一定時間閉鎖し解放するダルマ形のロータリ式ゲートバルブ7、7とを有している。

上記ゲートバルブケーシング2は円筒状に形成され、その内部にゲートバルブ収納室8を形成するように間隔を配して対向設置した円形の側板9、9と、この両側板9、9の外周端を閉鎖させるための周板10とから構成されている。

上記側板9の一部は上記シリンダ1を横切って回転体4の周辺面4aに至るまで挿し込まれ、その挿し込まれた部分には、上記ピストン5が通過しうるようにシリンダ室6と同径のピストン通過孔11、11が穿設されて、ゲートバルブ7がこ

1摺動面16と、上記側板9の内面とゲートバルブ7とが摺動する第2摺動面17とを有している。

上記第1摺動面16には、ゲートバルブ7と回転体4の周辺面4aとの圧力封止及び潤滑作用をする圧力封止リング（圧力封止片）20及びオイル保持リング（オイル保持片）21が設けられている。この第1摺動面16の形状は、回転体4の周辺面4aで形成される円筒体とゲートバルブ7の周辺面で形成される円筒体との複合組合せ曲面をなしており、回転体4側の周辺の摺動面はゲートバルブ7のバルブ軸14を中心とした半径rをもって形成されている。また、ゲートバルブ7側の周辺の摺動面は、回転体4の下記の駆動軸23を中心とした半径Rをもって中央部が凹んで形成されている。

これによって、回転体4のシリンダ室6に面する周辺面4aとゲートバルブ7の周辺面16との摺動面が良好な気密性を維持するようなされている。

上記第2摺動面17には、回転体4の周辺面

の通過孔11を開放した時にシリンダ室6とゲートバルブ収納室8とが連通するよう構成されている。

上記、シリンダ室6の上記通過孔11の近傍には吸入口12、吐出口13及び移送口13aが夫々穿設され、これ等の吸入口12、吐出口13及び移送口13aには、公知の弁機構が連なっている。この移送口13a及びこれに連なる弁機構は、圧縮機械又は内燃機関用に膨張機械と組合せ使用する圧縮機械に使用するためのものである。

上記ゲートバルブ7は、バルブ軸14を中心としてバルブ収納室8内を回転し、このバルブ軸14は側板9とシリンダ1の交差部近くに形成された軸受部15を通じて外部に突出し、その先端はピストン5の通過開始と通過終了にタイミングを合せてゲートバルブ7を開閉させるための連繋・作動機構（図示せず）に連結されている。

また、上記ゲートバルブ7は、第5図(a)乃至(d)に示すように、上記回転体4の周辺面4aとゲートバルブ7の周辺面とが摺動する第

4a側の一部が切取られたオイル保持リング（オイル保持片）18及び圧力封止リング（圧力封止片）19が設けられている。なお、このオイル保持リング18及び圧力封止リング19は、ゲートバルブケーシング2側に設けても良い。

上記回転体4は、その中心に駆動軸23を備え、この駆動軸23は上記カバー3の軸受部3a（第3図参照）を貫通して外部に突出しており、このカバー3は適切な機械的強度をもっており、カバー3の周辺部はシリンダ1に連なり、そのロータリピストン5に近い内面の周辺側面4bには、圧力封止リング（圧力封止片）24及びオイル保持リング（オイル保持片）25が設けられた回転体4と気密性をもって摺動接觸している。

上記ロータリピストン5は、第6図及び第7図に示すように、シリンダ室6内を摺動しうるように円柱をシリンダ1の半径に合せて湾曲させたような形状、即ちドーナツ形環を切断した形状をしており、その周辺部に取付けた圧力封止リング26（圧力封止片）及びオイル保持リング（オイ

ル保持片) 27は、ロータリピストン5がゲートバルブの通過孔11を通過時にこれが支障なく通過できるように、バルブ収納室8の空隙間幅

(第4図)より上記リング26, 27の厚みWが小さい場合には、第6図に示すように回転体4の回転方向に対して斜めに取付け、この厚みWが大きい場合には、第7図に示すように上記シリンダ1の半径方向と平行に取付ける。

このように上記リング26, 27を構成すれば、ロータリピストン5がゲートバルブケーシング2のバルブ収納室8の空隙を通過する時に、上記リング26, 27がこのバルブ収納室8に飛出してしまうことがない。

また、ゲートバルブ7がゲートバルブケーシング2の側板9に形成されたピストン通過孔11を閉鎖した後に、そのピストン通過孔11を横切って解放する時に、ゲートバルブ7の第2摺動面17に面し時計方向に回転するゲートバルブ7上に設けられたリング片18, 19の下部18a, 19aが、ゲートバルブケーシング2のピストン

な側にオイル保持リング40及び圧力封止リング41が設けられており、2個のゲートバルブ42, 42を相互に連結する連結部43と、ゲートバルブ42を左右に作動するための動力伝達棒としてゲートバルブ42に連結し外部に突出している突出部44を有している。

また、ゲートバルブ42が左右に急速作動する際に、バルブ収納室38内の気体の圧縮及び膨脹による抵抗を減少させるために、バルブ収納室38の左右両側は気体均圧導管45によって連絡されている。

ゲートバルブ42の周辺面と回転体34, 35の周辺面との摺動面39の形状は回転体34, 35の動力伝達軸31を中心とした半径Rの円筒曲面をなしており、この曲面をもってゲートバルブ42の摺動面39は中央部が凹んでいる。この摺動面39には、第9図(b)及び(c)で示すように、ゲートバルブ42側に圧力封止棒状片40aとオイル保持棒状片41aが設けられている。

通過孔11の周縁に引掛からないようにするために、第8図に示すようにゲートバルブ28の下部28aをその回転方向とは反対方向に流すようにゲートバルブ28及びリング29, 30を形成しても良い。

上記流体機械ユニットUを、2個組合わせて用いた場合であって、上記ロータリ式ゲートバルブの代わりにレシプロ式ゲートバルブを使用した一例を第9図に示す。

即ち、動力伝達軸31にピストン32, 33を有する2つの回転体34, 35が間隔を配して取付けられ、これらの回転体34, 35は軸受部36a, 36aを有するカバー36内に収納され、両回転体34, 35を橋架するようにレシプロ式ゲートバルブケーシング37が設けられている。

このゲートバルブケーシング37内には長方形のゲートバルブ収納室38が設けられ、この収納室38内を左右に密閉摺動自在なレシプロ式ゲートバルブ42が収納され、ゲートバルブケーシング37側又はゲートバルブ42側のいずれか適切

また、シリンダの横断面は円形に限定されず、必要に応じて梢円シリンダ46(第10図)及び長方形シリンダ47(第11図)その他の形状としても良い。

ピストンリングを第6図に示すように斜めに設ける場合には、シリンダとロータリピストンの断面形状を梢円とすれば、ピストンリングの形状を貞円にするようにすることができる。

第9図においては、レシプロ式ゲートバルブ42を両回転体34, 35を橋架して一体に形成したが、夫々の回転体34, 35に独立した上記レシプロ式ゲートバルブを個別に設けても良く、また前記ダルマ形のロータリ式ゲートバルブを個別に設けてもよい。この場合複数の環状シリンダのゲートバルブの取付け位置の相互位相角度を任意に設定できる長所があるので、目的に応じ適切な方のゲートバルブを選べば良い。

次に、上記流体機械ユニットを使用した本発明の用途別実施例について説明する。

本発明の流体機械は、1個又は複数個の流体機

械ユニットを同一の動力伝達軸に串型に直結した組合せからなり、圧縮機械、膨張機械、内燃機関、ポンプ、水車等に適応しうるものである。

第12図は、本流体機械を圧縮機械に適応した作動サイクルを示すもので、第1流体機械ユニットU₁及び第2流体機械ユニットU₂が同一の動力伝達軸に串型に直結駆動され、左右の両ユニットU₁、U₂の夫々に等間隔で2個設けられたピストン50、51はゲートバルブケーシング56、57を基準として互いに90°の圧縮サイクル上の位相角度差を設けてある。従って、両ユニットU₁、U₂の夫々に2個設けられたゲートバルブ52、53のピストン通過時の開閉タイミングは同一ではなく、別個相互に作動する。

流体機械ユニットU₁、U₂の第1シリンダ54及び第2シリンダ55のゲートバルブケーシング56、57の近傍には、夫々吸入口58a、58b及び吐出口59a、59bが設けられている。両シリンダ54、55の吐出口59a、59bと圧縮空気貯蔵槽60は導管65、66、

る圧縮室c、c…では圧縮が行われ、反対側の吸入口s、s…には新しい気体が吸入され、上記圧縮気体貯蔵槽60に連結した吐出バルブ61、62、63、64及び移送バルブ71、72は全て閉鎖している。

この状態からピストン50、51が同図(II₁)及び(II₂)に示すように、反時計方向に回動し、第2シリンダ55の上記圧縮室c内の気体が圧縮されて所定圧以上になると、圧縮気体の気体貯蔵槽60の第2シリンダ55側の吐出バルブ63、64が開き、圧縮気体は気体貯蔵槽60内に流入する。この時、第1シリンダ54は圧縮サイクルの中間段階にあり、吐出バルブ63、64以外の他のバルブは全て閉鎖されている。

更に、同図(III)に示すように、第2シリンダ55のピストン51が、ゲートバルブ53の開放動作直前の位置に接近すると、上記移送バルブ71、72が開放するとともに、圧縮気体貯蔵槽60の吐出バルブ63、64が閉じ、第2シリンダ55の圧縮室c内のトップクリアランスに残留

67、68、69及び70によって連結されており、4個の吐出バルブ61、62、63及び64により制御される。

上記導管69、70の中間位置には、移送バルブ71、72が設けられている。。

第12図(I)において、第1シリンダ54のピストン50は、ゲートバルブケーシング56を通過した直後の位置、即ち圧縮サイクルの開始段階にあり、第2シリンダ55のピストン51は圧縮サイクルの中間段階にあり、両流体機械ユニットU₁、U₂の回転体73、74は半時計方向に回転している。

なお、この時には両シリンダ54、55のゲートバルブ52、53は閉鎖しており、第12図(V₂)以外の図においては、全てゲートバルブ52、53は閉鎖している。

第12図(I)における両シリンダ54、55の吸入口58a、58bからは気体がこのシリンダ54、55内に吸入され、ピストン50、51と、その回転方向側のゲートバルブ間で形成され

る圧縮気体は導管69、70を通って圧縮サイクルの中間段階にある第1シリンダ54の圧縮室c内に移送回収される。

従って、第2シリンダ55の圧縮室cのガス圧が下がり、これによってゲートバルブ53の側面の圧力が減少するので、ゲートバルブ53の摆動抵抗が減少し、その高速作動が容易となる。また、第1シリンダ54の圧縮室cに流入した第2シリンダ55の圧縮残余気体は、この圧縮室cの圧力を高め、第1シリンダの圧縮容積効率を向上させる。

この状態から、ピストン50、51が更に回転した時に、第2シリンダ55のゲートバルブ53が開放され、ピストン51はゲートバルブケーシング57の開口部を通過し、この通過直後にゲートバルブ53は閉鎖されて、圧縮サイクルが再び開始される。この時、第1シリンダ54は圧縮サイクルの中間段階にあり、更にピストン50、51が回転し、同図(IV)に示すように、第1シリンダ54のピストン50がゲートバルブ52に近接し、圧縮室cの圧力が一定以上になると、压

縮気体貯蔵槽60の吐出バルブ61, 62が開放して圧縮気体がこの圧縮気体貯蔵槽60に流入する。

そして、第1シリンダ54のピストン50がこの状態から同図(V₁)に示すような状態(同図(Ⅲ)の第2シリンダ55の状態に相当する)に進むと、上記移送バルブ71, 72が開放するとともに、圧縮気体貯蔵槽60の吐出バルブ61, 62が閉じ、第1シリンダ54の残留圧縮気体は第2シリンダ55の圧縮室cに流入し、第2シリンダの圧縮容積効率を向上させる上述したような効果が生じる。

第1シリンダ54のゲートバルブ52が開かれると、同図(V₂)に示すように、ピストン50はゲートバルブケーシング56を通過して、同図(I)に示す状態に戻り、同様な作用を繰返す。

このようにして圧縮貯蔵槽60に貯蔵された圧縮気体は外部に取出されて仕事をなすのである。

第13図は本流体機械を内燃機関に適応した場合の作動サイクルを示すもので、膨張機械として

機能する第1ユニットU₃と圧縮機械として機能する第2ユニットU₄は同一の動力伝達軸に串型に直結されており、二つのユニットU₃, U₄は夫々に等間隔で2個のピストン82, 83と2個のゲートバルブ105, 108が設けられており、第1シリンダ80の膨張サイクル上の膨張工程と第2シリンダ81の圧縮サイクル上の圧縮工程の位相は、ゲートバルブを基準として互いに特定の位相角度差(図では90°)を設けてある。

両シリンダ80, 81の間には圧縮空気貯蔵槽84が設けられ、この圧縮空気貯蔵槽84には充填バルブ85, 86及び吐出バルブ87, 88が設けられ、第1シリンダ80及び第2シリンダ81のゲートバルブケーシング89, 90の近傍には夫々充填口91a及び吐出口92bが形成されている。第1シリンダ80の充填口91aと第2シリンダ81の吐出口92bとを連結する導管93, 94には、上記圧縮空気貯蔵槽84から突出し、その空気貯蔵槽開放端部に上記吐出バルブ87, 88を有する導管97, 98が接続され、

上記導管93, 94には移送バルブ99, 100が取付けられている。

なお、作図上同図(V₁)以外には省略されているが、これに示すように掃気導管101, 102が設けられ、この掃気導管101, 102の一端は第1シリンダ80の排気口91b, 91bの近傍に開口し、その中間に掃気バルブ103, 104が設けられ、他端は上記導管93, 94に夫々接続されている。

この実施例においては、第1ユニットU₃は膨張機械として作用し、第2ユニットU₄は圧縮空気貯蔵槽84に圧縮空気を貯蔵するための圧縮機械として作用する。両ユニットU₃, U₄の回転体106, 107は反時計方向に回転し、同図(I)は第1シリンダ80のピストン82がこのゲートバルブ105を通過した直後にあり、ゲートバルブ105は第1シリンダ80の閉鎖を完了した状態、即ち第1シリンダ80が爆発膨張サイクル開始寸前の状態にあり、第2シリンダ82は圧縮サイクルの中間段階にある。

このピストン82の進行が更に進み、同図(II₁)に示す状態で、圧縮空気貯蔵槽84の充填バルブ85, 86が開き、圧縮空気が導管95, 96を介して第1シリンダ80の膨張室e, eに流入する。

ディーゼルエンジンの場合には、この時に図示されないノズルから燃料が噴射され爆発が起り、又、ガソリンエンジンの場合には、圧縮空気貯蔵槽84からの圧縮空気は充填口91aの近傍に設けられた気化器(図示せず)を経由して燃料、空気混合ガスが膨張室eに噴射され、点火装置によって点火されて爆発が起り、やがて同図(II₂)に示す状態に進む。

一方、第1シリンダ80のピストン82の進行方向の前面に形成された排気室xは排気サイクルを開始している。また、第2シリンダ81のピストン83は、閉鎖しているゲートバルブ108に圧縮室c, c内の空気を圧縮しつつ近接し、その中の空気圧が一定以上になると吐出バルブ87, 88が開放し、圧縮空気は圧縮空気貯蔵槽84に

貯蔵される。なお、この時に充填バルブ85、86は閉じている。

同図(Ⅲ)に示すように、第2シリンダ81のピストン83がこのゲートバルブ108に更に接近すると、吐出バルブ87、88は閉鎖する一方、上記移送バルブ99、100が開放し、圧縮室c内の残留圧縮空気は第1シリンダ80内の膨張室eに流入し、このピストン82が加速される。これとともに、第2シリンダ81のゲートバルブ108の開閉作動も前記圧縮機の実施例で述べたような作用によって、この開閉が容易となる。

第2シリンダ81のゲートバルブ108が開放している間に、このピストン83はゲートバルブケーシング90を通過し、圧縮サイクルの初期段階を経て、同図(IV)に示すように、圧縮サイクルの中間段階に入ると、第1シリンダ80のピストン82は、ゲートバルブ105に近接しており排気がなされるが、この時、同図(V₁)に示すように、上記掃気バルブ103、104が瞬間開かれ、第1シリンダ80内のやや圧力の高くなっ

ト相互間の圧縮工程上の移相角度差は $\frac{360^\circ}{n}$

± 2 にとる。即ち位相サイクル差は $1/2$ サイクルにとる。

(発明の効果)

本発明は上記のような構成であるので、圧縮機械、膨張機械、内燃機関、ポンプ、水車等に適応できるので応用範囲が広く、しかも流体機械として各機能部分が対称形で簡素かつ合理的に配置、構成されているので無駄が少なく、装置の小形化、軽量化、部品点数の減少が可能となり、ひいてはコストの低減を図ることができる。

しかも、前記の通り、流体機械ユニットを2個1組として圧縮機械として使用する場合、一つのユニットが圧縮サイクルの最終段階にあるとき、シリンダのトップクリアランスに残留した圧縮気体を、他の一つのユニットの圧縮サイクルの中間段階にあるシリンダ内に有効に移送、回収することができるので、圧縮容積効率の大巾な向上を図ることができるのである。

た空気が、この排気室x、x内に流入し排気室x、xの残留燃焼ガスの排気を促進する。

排気が終了した直後に、同図(V₂)に示すように、第1シリンダ80のゲートバルブ105は開かれ、このピストン82はゲートバルブケーシング89を通過して、同図(I)に示す状態に戻り、このようにして作動サイクルが繰返される。

なお、上記吐出バルブ、移送バルブ、充填バルブ、掃気バルブ等の設定位置は、説明の便宜上、任意に図示したが、実際の適応に当たっては、性能、製作等の面から最適な位置を選ぶようとする。また、一つのシリンダ内のピストン及びゲートバルブの個数については、本実施例では2個としたが、これに限定されることはないばかりでなく、同一の動力伝達軸に中型に直結する流体ユニットの個数は用途、性能、能力等に応じて適切な個数を選定することができるとはいうまでもない。

因みに圧縮機械として使用する2個1組の流体機械ユニットに於て、1シリンダ当たりn個のロータリーピストン、n個のゲートバルブのユニッ

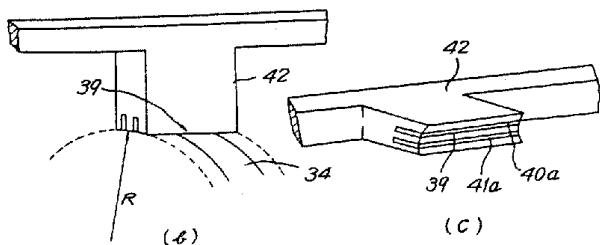
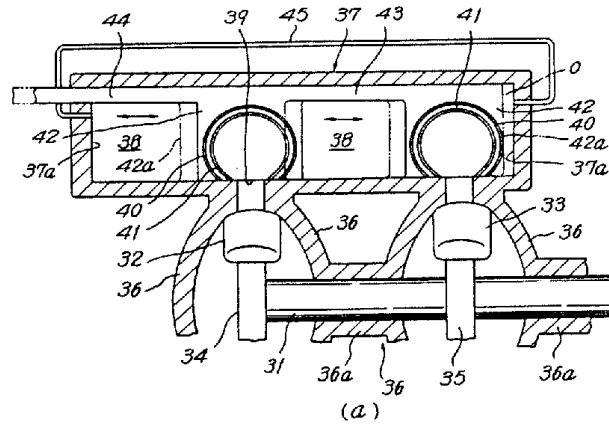
4. 図面の簡単な説明

第1図は流体機械ユニットの斜視図、第2図は第1図の内部構造斜視図、第3図は第1図のⅢ-Ⅲ線に沿う断面図、第4図は第3図のⅣ-Ⅳ線に沿う断面図、第5図(a)及び(b)はロータリ式ゲートバルブの斜視図、同図(c)及び(d)はロータリ式ゲートバルブの形状を説明するための説明図、第6図及び第7図は夫々異なるロータリピストンの正面図、第8図はロータリ式ゲートバルブの他の実施例を示す正面図、第9図(a)はユニットを2個並列してレシプロ式ゲートバルブを実施した場合の縦断面図、同図(b)及び(c)はこのゲートバルブの形状を説明するための説明図、第10図及び第11図は夫々異なる他のシリンダの断面形状を示す断面図、第12図は本流体機械ユニットを圧縮機械に応用した場合の作動サイクル工程図、第13図は本流体機械ユニットを圧縮機械と膨張機械として組合せた内燃機関に応用した場合の作動サイクル工程図である。

1…シリンダ、2…ロータリ式ゲートバルブケ

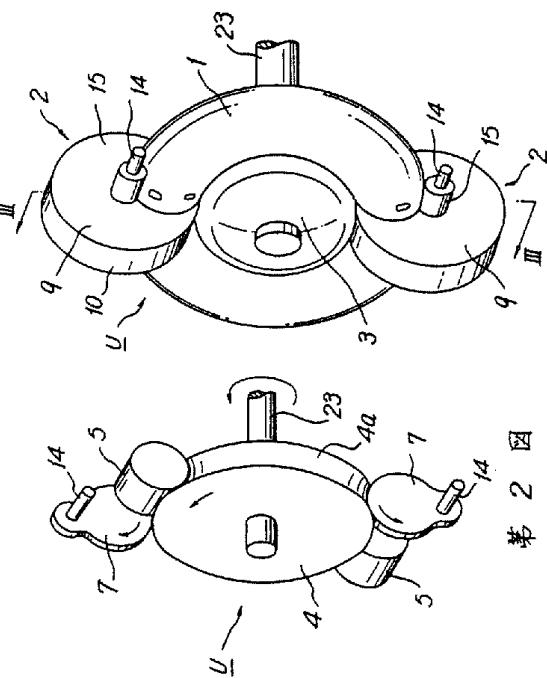
シング、3…カバー、4…回転体、5…ロータリピストン、7…ロータリ式ゲートバルブ、
23…動力伝達軸、37…レシプロ式ゲートバルブ、
42…レシプロ式ゲートバルブ、
54, 55, 81…圧縮機械ユニットのシリンダ、
80…膨張機械ユニットのシリンダ、60…圧縮気体貯蔵槽、61, 62, 63, 64, 87,
88…吐出バルブ、71, 72…移送バルブ、
84…圧縮空気貯蔵槽、85, 86…充填バルブ、
99, 100…移送バルブ、103, 104…掃氣バルブ。

出願人代理人 佐藤一雄

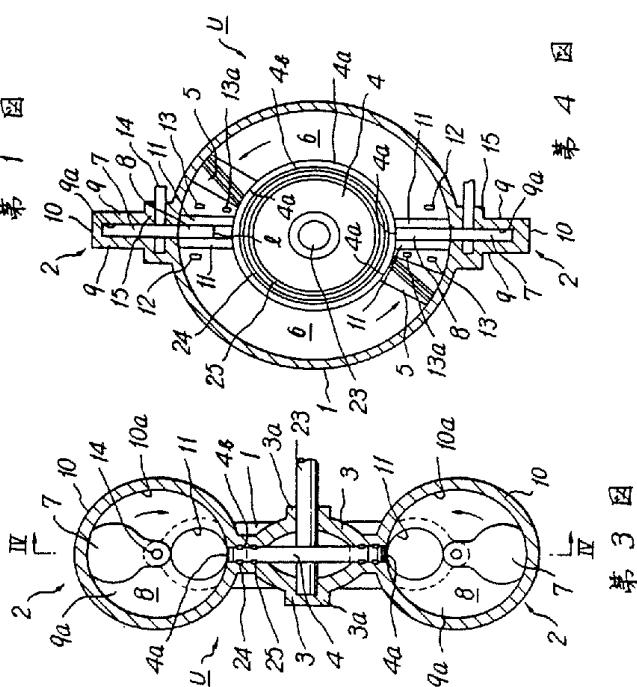


第 9 四

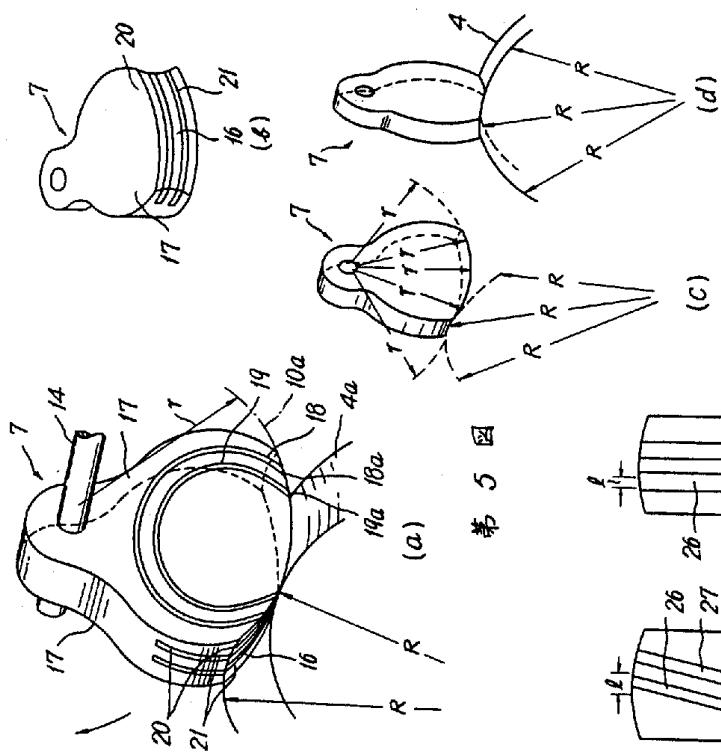
四面の淨書(内容に変更なし)

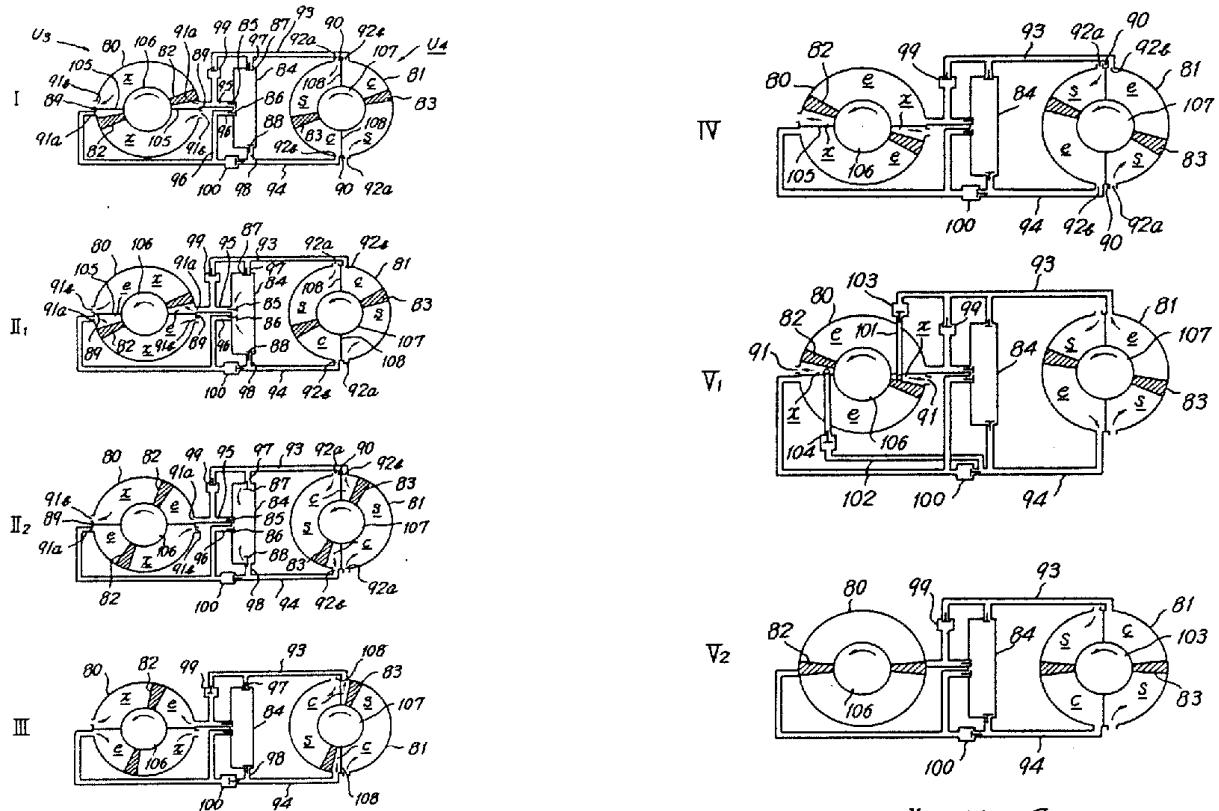


國語第2章



四三三





第13図

第13図

手 系 著 正 書 (方式)

昭和63年3月24日

特許庁長官 小川邦夫謹

1. 事件の表示

昭和62年 特許願 第267068号

2. 発明の名称

ロー タリ ピストン式流体機械

3. 補正をする者

事件との関係 特許出願人

鏡山禄郎

4. 代理人 (郵便番号 100)

東京都千代田区丸の内三丁目2番3号
電話東京(211)2321 大代表

6428 弁理士 佐藤一雄



5. 補正命令の日付

昭和63年2月3日

(発送日 昭和63年2月23日)

6. 補正の対象

委任状および図面

7. 補正の内容

- (1) 委任状を別紙の通り補正する。
- (2) 図面を別紙の通り净書する。 (内容に変更なし)

PAT-NO: JP363227901A
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 63227901 A
TITLE: ROTARY PISTON TYPE HYDRAULIC MACHINE
PUBN-DATE: September 22, 1988

INVENTOR-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
KAGAMIYAMA, ROKUROU	

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
KAGAMIYAMA ROKUROU	N/A

APPL-NO: JP62267068

APPL-DATE: October 22, 1987

INT-CL (IPC): F01C003/02 , F04C003/00

US-CL-CURRENT: 418/226

ABSTRACT:

PURPOSE: To obtain a high efficiency fluid machine by fitting a plural number of rotary pistons fixed to a central rotor into a ring cylinder, with a plural number of gate valve casings being provided to be connected thereto partly so as to obtain a fluid machine unit, and combining these units together.

CONSTITUTION: A plural number of gate valve cylinders 2 are attached to a part of a ring cylinder 1 at an equal angular interval,

and a disk-shaped power transmitting rotor 4 is housed in the center protected by a cover 3, of the ring cylinder 1. Rotary pistons 5, 5 that are caused to move rotationally within the cylinder 1 are fixed to the outer periphery 4a of the rotor 4. A rotary gate valve 7 is provided within a gate valve casing 2 so that its rotational movement causes a cylinder chamber 6 within the cylinder 1 to open and close, and a suction opening 12, a discharge opening 13, and a transfer port 13a are drilled respectively in the neighborhood of the piston passage hole 11 of the casing 2, in the cylinder chamber 6. A fluid machine unit being composed of, as stated, is combined plurally and a desired fluid machine is obtained.

COPYRIGHT: (C)1988,JPO&Japio